

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Yoshiaki KATOU et al.

Title: CONTROL OF BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 04/21/2004

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

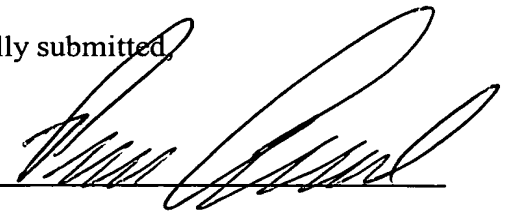
In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2003-119358 filed 04/24/2003.

Respectfully submitted,

Date April 21, 2004

By


Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

FOLEY & LARDNER LLP
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 2 4 日
Date of Application:

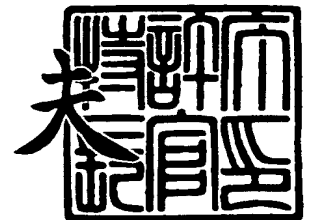
出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 1 9 3 5 8
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 1 1 9 3 5 8]

出 願 人 ジャトコ株式会社
Applicant(s):

2 0 0 4 年 1 月 3 0 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 20010156

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/04

【発明の名称】 ベルト式無段変速機の変速制御装置

【請求項の数】 4

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
 ジャトコ株式会社内

 【氏名】 加藤 芳章

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
 ジャトコ株式会社内

 【氏名】 河野 義裕

【特許出願人】

 【識別番号】 000231350

 【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100119644

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 綾田 正道

【選任した代理人】

 【識別番号】 100105153

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 朝倉 悟

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 146261

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベルト式無段変速機の変速制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 各プーリの溝幅を変更する可動プーリに推力を発生させる可動プーリピストン室を、ベルトのクランプ力発生用のクランプ室と、変速時における差推力発生用のシリンダ室とを有する二重ピストン構造とし、

前記クランプ室の受圧面積をプライマリ側とセカンダリ側で同一とすると共に、前記各クランプ室を連通する連通路と、

前記シリンダ室の油圧を調圧する変速用調圧弁と、

油圧源と前記連通路との間に設けられ、クランプ室圧を調圧するクランプ用調圧弁と、

検出された走行状態に応じて前記変速用調圧弁及び前記クランプ用調圧弁へ指令信号を出力し、所望の変速比を達成する変速制御手段と、

を備えたベルト式無段変速機の変速制御装置において、

前記変速制御手段に、前記プライマリ側可動プーリの推力を演算するプライマリ推力演算部と、前記セカンダリ側可動プーリの推力を演算するセカンダリ推力演算部と、演算されたプライマリ推力とセカンダリ推力のうち、大きい方の推力を選択する推力選択部と、選択された推力を、前記クランプ室の受圧面積と選択された側のシリンダ室の受圧面積との和で除した値を前記クランプ室圧として設定するクランプ室圧設定部と、

を設けたことを特徴とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、

前記ベルト式無段変速機の出力トルクを検出する出力トルク検出手段と、

検出された出力トルクから入力トルクを演算する入力トルク演算手段と、

入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、

を設け、

前記クランプ室圧設定部は、演算された入力トルク演算値が、推定された入力トルク推定値を越えたときは、前記クランプ室圧を最大値に設定することを特徴

とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【請求項 3】 請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、

前記連通路に油圧を検出する油圧検出手段を設け、

前記クランプ室圧設定部は、検出された実クランプ室圧がクランプ室設定圧よりも所定値以上大きいときは、前記クランプ室圧を最大値に設定することを特徴とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【請求項 4】 請求項 1 ないし 3 に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、

実変速比を検出する実変速比検出手段と、

検出された実変速比と目標変速比との偏差を演算し、演算された偏差に基づいてプライマリ推力とセカンダリ推力の差である差推力を算出する差推力算出手段と、

を設け、

前記変速制御手段は、変速指令が出力されたときは、前記クランプ室圧設定部により目標変速比到達時における推力に基づいてクランプ室圧を設定すると共に、算出された差推力を発生可能な差圧を前記シリンダ室により発生させることを特徴とするベルト式無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ベルト式無段変速機の変速油圧装置に関し、特にプライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧を独立に制御する変速油圧装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、自動変速機の変速油圧装置として、例えば特許文献 1 に記載の記述が知られている。この公報に記載の技術では、プライマリプーリ油圧制御用の制御弁と、セカンダリプーリ油圧制御用の制御弁の二つを備え、プライマリプーリの必要圧とセカンダリプーリの必要圧を独立に制御することができる。

【0003】

【特許文献1】

特開 2001-32916 号公報（第 6 頁、左側中段参照）。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上述の従来技術にあっては、下記に示す問題があった。すなわち、変速時に高めに設定する必要のあるプーリ側の油圧は、他方のプーリ圧をベースにし、それ以上の油圧にしなければ変速に必要な差推力がでない。ここで、プーリ比がオーバードライブ側からキックダウン等により最low側に変速する場合を想定する。

【0005】

図 6（a）は従来技術におけるダウンシフト変速時におけるプライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧の変化を表すタイムチャートである。図 6（a）に示すように、プーリ比がオーバードライブ状態にあるときは、プライマリプーリ油圧がセカンダリプーリ油圧よりも高い状態にある。このとき、アクセルが踏み込まれ、キックダウン変速指令が出力されるとベルト滑りが発生しないように、プライマリプーリ油圧がオーバードライブ状態よりも高い油圧に設定される。更に、セカンダリプーリ油圧は、変速を進行させるために高く設定されたプライマリプーリ油圧よりも更に高い油圧を設定し、差推力を確保することで、始めて最low変速を達成することができる。よって、高油圧を発生可能なポンプが必要となり、また、ポンプロスも多くなるという問題があった。

【0006】

本発明は、上述のような問題点に着目してなされたもので、プライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧を独立に制御可能なベルト式無段変速機の変速油圧装置において、変速比が大きく変化する場合であっても高油圧を必要とすることなく、素早く変速を達成可能なベルト式無段変速機の変速油圧装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

請求項 1 に記載の発明では、プライマリプーリと、セカンダリプーリと、各プーリに掛け渡されたベルトとを備え、前記各プーリの溝幅を変更することで、無段階に変速可能なベルト式無段変速機であって、前記各プーリの溝幅を変更する可動プーリに推力を発生させる可動プーリピストン室を、ベルトのクランプ力発生用のクランプ室と、変速時における差推力発生用のシリンダ室とを有する二重ピストン構造とし、前記クランプ室の受圧面積をプライマリ側とセカンダリ側で同一とすると共に、前記各クランプ室を連通する連通路と、前記シリンダ室の油圧を調圧する変速用調圧弁と、油圧源と前記連通路との間に設けられ、クランプ室圧を調圧するクランプ用調圧弁と、検出された走行状態に応じて前記変速用調圧弁及び前記クランプ用調圧弁へ指令信号を出力し、所望の変速比を達成する変速制御手段と、を備えたベルト式無段変速機の変速制御装置において、前記変速制御手段に、前記プライマリ側可動プーリの推力を演算するプライマリ推力演算部と、前記セカンダリ側可動プーリの推力を演算するセカンダリ推力演算部と、演算されたプライマリ推力とセカンダリ推力のうち、大きい方の推力を選択する推力選択部と、選択された推力を、前記クランプ室の受圧面積と選択された側のシリンダ室の受圧面積との和で除した値を前記クランプ室圧として設定するクランプ室圧設定部と、を設けたことを特徴とする。

【 0 0 0 8 】

請求項 2 に記載の発明では、請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、前記ベルト式無段変速機の実出力トルクを検出する出力トルク検出手段と、検出された出力トルクから入力トルクを演算する入力トルク演算手段と、入力トルクを推定する入力トルク推定手段とを設け、前記クランプ室圧設定部は、演算された入力トルク演算値が、推定された入力トルク推定値を越えたときは、前記クランプ室圧を最大値に設定することを特徴とする。

【 0 0 0 9 】

請求項 3 に記載の発明では、請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、前記連通路に油圧を検出する油圧検出手段を設け、前記クランプ室圧設定部は、検出された実クランプ室圧がクランプ室設定圧よりも所定値以上大きいときは、前記クランプ室圧を最大値に設定することを特徴とする。

【0010】

請求項4に記載の発明では、請求項1ないし3に記載のベルト式無段変速機の変速制御装置において、実変速比を検出する実変速比検出手段と、検出された実変速比と目標変速比との偏差を演算し、演算された偏差に基づいてプライマリ推力とセカンダリ推力の差である差推力を算出する差推力算出手段と、を設け、前記変速制御手段は、変速指令が出力されたときは、前記クランプ室圧設定部により目標変速比到達時における推力に基づいてクランプ室圧を設定すると共に、算出された差推力を発生可能な差圧を前記シリンダ室により発生させることを特徴とする。

【0011】

【発明の作用及び効果】

請求項1記載のベルト式無段変速機の変速制御装置にあつては、クランプ室とシリンダ室を有するダブルピストン構造としたことで、受圧面積を確保することが可能となり、低油圧で変速制御を達成することができる。また、本願発明では、油圧を設定する対象が、プライマリシリンダ室圧と、セカンダリシリンダ室圧と、クランプ室圧の3種類が存在する。クランプ室圧を設定する際、プライマリ側とセカンダリ側の推力を演算し、大きい方の推力をクランプ室の受圧面積とシリンダ室の受圧面積との和で除した値を設定することとした。

ここでクランプ室圧設定論理について説明する。ポンプの吐出圧を低くしつつ、変速比を維持するには、上記3種類の油圧のうちの最大値が最小となる油圧を設定する必要がある。

プライマリ必要推力を F_{zp} 、セカンダリ必要推力を F_{zs} とすると、それぞれ下記式により表される。

$$F_{zp} = P_p \cdot A_{sft} + P_{cl} \cdot A_{cl}$$

$$F_{zs} = P_s \cdot A_{sft} + P_{cl} \cdot A_{cl}$$

ここで、プライマリシリンダ室が有する推力を Y_p 、セカンダリシリンダ室が有する推力を Y_s 、クランプ室が有する推力を X とし、 Y についての方程式に変形すると、下記式により表される。

$$Y_p = F_{zp} - X$$

$$Y_s = F_{zs} - X$$

仮に、（プライマリ必要推力）＞（セカンダリ必要推力）の関係が得られているとする。図9はこの関係が得られている場合の、シリンダ室が有する推力と、クランプ室が有する推力との関係を表す図である。図9に示すように、それぞれの関係はクランプ室が有する推力が同一であるため、平行な二直線により表される。

小さい方の推力である F_{zs} （：セカンダリ必要推力）に着目した場合、セカンダリシリンダ室圧とクランプ室圧の油圧の最大値を極力小さくするには、（セカンダリシリンダ室圧）＝（クランプ室圧）＝ X_s とするのが最小となる（このポイントから Y を小さくすると X_s が大きくなり、 X を小さくすると Y が大きくなる）。しかし、プライマリ必要推力が大きいため、プライマリシリンダ室の方がセカンダリシリンダ室よりも大きな油圧となり、3種類の油圧の最大値はプライマリシリンダ室圧の一つとなってしまう。よって、ポンプ吐出圧は、このプライマリシリンダ室圧以上を要求されることになってしまう。

一方、大きい方の推力である F_{zp} （：プライマリ必要推力）に着目した場合に、プライマリシリンダ室圧とクランプ室圧の油圧の最大値を極力小さくするには、（プライマリシリンダ室圧）＝（クランプ室圧）＝ X_p とするのが最小となる。このとき、プライマリシリンダ室の方がセカンダリシリンダ室よりも大きな関係が得られており、セカンダリシリンダ室の油圧は確実に低い値を取る。よって、3種類の油圧の最大値はプライマリシリンダ室とクランプ室圧の2つとなる。すなわち、3種類の油圧のうち、2種類が最大値をとることで、最大値を極力小さくする目的にかなっている。

よって、必要推力の大きい方を基準とし、シリンダ室とクランプ室との油圧を同一に設定することで、3種類の油圧の最大値を最小とすることができる。これにより、オイルポンプの負荷を軽減することが可能となり、低油圧で変速制御を達成することができると共に、エンジン負荷軽減による燃費向上を図ることができる。

【0012】

請求項2記載のベルト式無段変速機の変速制御装置にあっては、入力トルク演

算値が入力トルク推定値を越えたときは、クランプ室圧を最大値に設定することとした。すなわち、出力トルクに基づく入力トルク演算値が、他のパラメータ（例えばエンジン回転数やスロットル開度等）より推定された入力トルク推定値よりも大きいときは、出力軸側から異常なトルクが入力されている虞があると判断できる。このときは、クランプ室圧を最大値に設定することで、確実にベルト滑りを防止することができる。

【0013】

請求項3記載のベルト式無段変速機の変速制御装置にあつては、実クランプ室圧を検出し、設定圧よりも実クランプ圧が所定値以上大きいときは、クランプ室圧を最大値に設定することとした。すなわち、プライマリ側及びセカンダリ側のクランプ室圧は、連通路を介して閉じた回路を構成しているため、油圧剛性が高い。このとき、大きな外乱が入力されると、ピーキーな油圧変化を発生する。この油圧変化を油圧検出手段により検出することで、出力軸側から異常なトルクが入力されている虞があると判断できる。このときは、クランプ室圧を最大値に設定することで、確実にベルト滑りを防止することができる。

【0014】

請求項4記載のベルト式無段変速機の変速制御装置にあつては、目標変速比到達時における推力に基づいてクランプ室圧を設定すると共に、差推力を発生可能な差圧をシリンダ室により発生させることで、変速時におけるクランプ室の油量消費を極めて少なくしつつ、低い油圧でシリンダ室の差圧を確保することが可能となり、油の消費流量を従来のシングルピストンと同等にしつつ、素早い変速制御を達成することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態について図面を用いて説明する。

【0016】

（実施の形態1）

図1は実施の形態1におけるベルト式無段変速機3（以下CVTと記載する）を備えた自動変速機の制御系を表す図である。

【0017】

1はトルクコンバータ、1aはロックアップクラッチ、3はCVT、4は油圧コントロールバルブ、4aはオイルポンプ、5はCVTコントロールユニット、6はプライマリ回転数センサ、7はセカンダリ回転数センサ、8はアクセル開度センサ、9は油温センサ、51は出力軸トルクを検出するトルクセンサである。

【0018】

エンジン出力軸には回転伝達機構としてトルクコンバータ1が連結されるとともに、エンジンとCVT3を直結するロックアップクラッチ1aが備えられている。トルクコンバータ1の出力軸13は前後進切換機構2のリングギア2aと連結されている。前後進切換機構2は、トルクコンバータ出力軸13と連結したリングギア2a、ピニオンキャリア2b、変速機入力軸14と連結したサンギア2cからなる遊星歯車機構から構成されている。ピニオンキャリア2bには、変速機ケースにピニオンキャリア2bを固定する後進ブレーキ2eと、変速機入力軸14とピニオンキャリア2bを一体に連結する前進クラッチ2dが設けられている。

【0019】

変速機入力軸14の端部にはCVT3のプライマリプーリ10が設けられている。CVT3は、上記プライマリプーリ10とセカンダリプーリ40と、プライマリプーリ10の回転力をセカンダリプーリ40に伝達するベルト15等からなっている。プライマリプーリ10は、変速機入力軸14と一体に回転する固定プーリ14aと、固定プーリ14aに対向配置されてV字状プーリ溝を形成すると共にプライマリプーリシリンダ室20及びプライマリクランプ室30に作用する油圧によって変速機入力軸14の軸方向に移動可能である可動プーリ12からなっている。

【0020】

セカンダリプーリ40は、従動軸16上に設けられている。セカンダリプーリ40は、従動軸16と一体に回転する固定プーリ16aと、固定プーリ16aに対向配置されてV字状プーリ溝を形成すると共にセカンダリプーリシリンダ室60及びセカンダリクランプ室50に作用する油圧によって従動軸16の軸方向に

移動可能である可動プーリ 42 とからなっている。

【0021】

ここで、プライマリプーリ 10 及びセカンダリプーリ 40 のピストン室構造について図 2 に基づいて説明する。プライマリプーリシリンダ室 20 は、可動プーリ 12 と可動プーリ 12 の延長部 12a と固定壁 21 により区画された室である。延長部 12a の内周部と固定壁 21 の外周部は、シール 21a を介してシールされているため、可動プーリ 12 が軸方向に移動してもプライマリプーリシリンダ室 20 は液密状態を維持している。

【0022】

プライマリクランプ室 30 は、固定壁 21, 22 とピストン 24 とで区画された室であり、ピストン 24 の外径部は可動プーリ 12 の延長部 12a と当接する。また、ピストン 24 はシール 24a, 24b によってプライマリクランプ室 30 を液密状態に維持している。

【0023】

同様に、セカンダリプーリシリンダ室 60 は、可動プーリ 42 と可動プーリ 42 の延長部 42a と固定壁 41 により区画された室である。延長部 42a の内周部と固定壁 41 の外周部は、シール 41a を介してシールされているため、可動プーリ 42 が軸方向に移動してもセカンダリプーリシリンダ室 60 は液密状態を維持している。

【0024】

セカンダリクランプ室 50 は、固定壁 41, 43 とピストン 44 とで区画された室であり、ピストン 44 の外径部は可動プーリ 42 の延長部 42a と当接する。また、ピストン 44 はシール 44a, 44b によってセカンダリクランプ室 50 を液密状態に維持している。

【0025】

尚、プライマリクランプ室 30 とセカンダリクランプ室 50 の受圧面積は等しく（断面積 A_{c1} ）しており、両室 30, 50 は油路 70 により連通している。また、プライマリプーリシリンダ室 20 とセカンダリプーリシリンダ室 60 の受圧面積も等しく（断面積 A_{sft} ）している。

【0026】

従動軸 16 には駆動ギアが固着されており、この駆動ギアはアイドラ軸に設けられたピニオン、ファイナルギア、差動装置を介して図外の車輪に至るドライブシャフトを駆動する。

【0027】

上記のような動力伝達の際に、プライマリプーリ 10 の可動プーリ 12 及びセカンダリプーリ 40 の可動プーリ 42 を軸方向に移動させてベルト 15 との接触位置半径を変えることにより、プライマリプーリ 10 とセカンダリプーリ 40 との間の回転比つまり変速比を変えることができる。このような V 字状のプーリ溝の幅を変化させる制御は、C V T コントロールユニット 5 を介してプライマリプーリシリンダ室 20、セカンダリプーリシリンダ室 60、プライマリクランプ室 30 及びセカンダリクランプ室 50 への油圧制御により行われる。

【0028】

C V T コントロールユニット 5 には、スロットル開度センサ 8 からのスロットル開度 TV0、油温センサ 9 からの変速機内油温 f、プライマリ回転数センサ 6 からのプライマリ回転数 Npri、セカンダリ回転数センサ 7 からのセカンダリ回転数 Nsec、トルクセンサ 51 からの従動軸トルク等が入力される。この入力信号を元に制御信号を演算し、油圧コントロールバルブユニット 4 へ制御信号を出力する。

【0029】

油圧コントロールバルブユニット 4 へは、C V T コントロールユニット 5 からの制御信号が入力され、この制御信号に基づいて油圧コントロールバルブユニット 4 内のソレノイドを駆動し、各シリンダ室及びクランプ室へ制御圧を供給することで変速制御を行う。

【0030】

図 3 は実施の形態 1 におけるベルト式無段変速機の油圧回路を表す回路図である。

【0031】

84 は油路 81 から供給されたオイルポンプ 4a の吐出圧を、ライン圧として

調圧するプレッシャレギュレータバルブである。油路 8 1 には油路 8 2 及び油路 8 3 が連通されている。油路 8 2 はプライマリプリーコントロールバルブ（以下、PP/C.V と記載する）8 6 及びセカンダリプリーコントロールバルブ（以下、SP/C.V と記載する）8 8 に接続されている。油路 8 3 は信号圧の元圧を供給するパイロットバルブ 8 9 に接続されている。

【0032】

プレッシャレギュレータバルブ 8 4 のリリーフ圧は、油路 8 1 a を介してプレッシャモディファイアバルブ 9 1 へ供給される。プレッシャモディファイアバルブ 9 1 は、パイロット圧を元圧とするライン圧ソレノイド 1 0 0 からの信号圧により調圧され、油路 8 1 b を介してプレッシャレギュレータバルブ 8 4 の背圧として作用し、ライン圧を調圧する。

【0033】

また、パイロットバルブ 8 9 により調圧された油圧は、油路 8 3 a を介してプライマリプリー側変速比例制御弁 8 5 及びセカンダリプリー側変速比例制御弁 8 7 に供給される。

【0034】

ここで、変速比例制御弁 8 5, 8 7 の作動について説明する。基本的な作動はプライマリプリー側及びセカンダリプリー側とも同じであるため、プライマリプリー側変速比例制御弁 8 5 についてのみ説明する。

【0035】

8 5 1 は C V T コントロールユニット 5 からの電流指令値に比例してスプール駆動軸 8 5 1 a を作動するソレノイドである。8 5 2 は油路を切り換えるスプールである。また、スプール 8 5 2 の図中下側であって、スプール駆動軸 8 5 1 a と対向する方向に付勢するスプリング 8 5 3 が設けられている。スプール 8 5 2 を収装するシリンダには、パイロットバルブ 8 9 からの信号圧が入力される入力ポート 8 5 4 と、PP/C.V 8 6 へ油圧を供給する油路 8 3 c と連通するポート 8 5 5 と、油路 8 3 c のフィードバック圧が入力されるポート 8 5 6 と、ドレンポート 8 5 7, 8 5 8 が設けられている。

【0036】

スプール 852 には、ソレノイド 851 による下方への付勢力と、ポート 856 から供給されるフィードバック圧による下方への付勢力と、スプリング 853 による上方への付勢力のバランスによってドレン量が決定され、PP/C.V86 の背圧を決定する。

【0037】

変速比例制御弁 85, 87 により調圧された油圧は、油路 83c を介して PP/C.V86 及び SP/C.V88 の背圧として供給される。PP/C.V86 では、プレッシャレギュレータバルブ 84 から供給されるライン圧を調圧し、プライマリプーリシリンダ室 20 へ変速用の油圧を供給する。同様に、SP/C.V88 では、プレッシャレギュレータバルブ 84 から供給されるライン圧を調圧し、セカンダリプーリシリンダ室 60 へ変速用の油圧を供給する。

【0038】

また、油路 82 には、プライマリクランプ室 30 とセカンダリクランプ室 50 とを連通する油路 70 が接続されている。また、油路 82 と油路 70 との間には、電子制御により作動するクランプ力設定用減圧弁 90 が設けられている。これにより、CVT コントロールユニット 5 からの指令信号に基づいてライン圧を減圧し、プライマリプーリ 10 及びセカンダリプーリ 40 のクランプ圧として供給する。

【0039】

(変速制御)

次に、プライマリプーリシリンダ室圧、セカンダリプーリシリンダ室圧、プライマリクランプ室及びセカンダリクランプ室の設定について説明する。図 4 は各シリンダ室及びクランプ室の圧力設定制御内容を表すフローチャートである。

【0040】

ステップ 101 では、エンジン回転数、スロットル開度からエンジントルク Tr を推定し、変速マップから目標変速比 Ip を読み込む。

【0041】

ステップ 102 では、目標変速比におけるプライマリプーリ側有効ベルト巻き付き半径 $R1$ と、セカンダリプーリ側有効ベルト巻き付き半径 $R2$ を下記式より計算

する。

$$R1 = f(Ip, L, a)$$

ただし、 f は変速比 Ip 、ベルト周長 L 、軸間距離 a をパラメータとするプライマリプーリ半径の関数である。

$$R2 = Ip \cdot R1$$

【0042】

ステップ103では、目標変速比 Ip におけるプライマリ側及びセカンダリ側の両方の必要プーリ推力 Fzp 、 Fzs を推力バランス式に基づいて計算する。

【0043】

ステップ104では、トルクセンサ値 $Trqs$ 、及び実変速比 $Ip0$ を読み込む。

【0044】

ステップ105では、出力トルクであるトルクセンサ値 $Trqs$ の入力トルク換算値 $Trqs/Ip0$ が入力トルク推定値 Trq の一定倍率 K （例えば1.2～1.5）以上になった場合には、出力軸側から異常なトルクが入力されていると判断してステップ108へ進み、ベルト滑り防止制御処理を実行する。尚、処理内容については後述する。それ以外のときは、ステップ106へ進む。

【0045】

ステップ106では、ステップ103において計算した必要プーリ推力 Fzp が Fzs よりも大きいかどうかを判断し、大きいときはステップ106aに進み、小さいときはステップ106bに進む。

ステップ106aでは、 Fzp を2重ピストンの受圧面積 $Ac1$ と $Asft$ の和で割った値をクランプ油圧 Pcl として設定し、クランプ力設定用減圧弁90により調圧する。

ステップ106bでは、 Fzs を2重ピストンの受圧面積 $Ac1$ と $Asft$ の和で割った値をクランプ油圧 Pcl として設定し、クランプ力設定用減圧弁90により調圧する。

【0046】

ステップ107では、プライマリプーリシリンダ室20の油圧 $Ppsif$ と、セカンダリプーリシリンダ室60の油圧 $Pssif$ は、図6に示す差推力マップから決定

してオープン制御する。そして、目標変速比 I_p と実変速比 I_{p0} の偏差が所定値以内となったら、目標変速比 I_p と実変速比 I_{p0} の偏差に基づくPID制御を実行する。

【0047】

(ベルト滑り防止制御処理)

【0048】

ステップ108では、ベルト滑り防止制御に進んだ時点のプライマリプーリシリンダ室20の油圧 P_{psif} と、セカンダリプーリシリンダ室60の油圧 P_{ssif} を維持することで変速比を維持する。

【0049】

ステップ109では、プライマリクランプ室30及びセカンダリクランプ室50の油圧をクランプ力設定用減圧弁90により最大にセットすると共に、ライン圧ソレノイド100に対し、最大圧指令を出力してライン圧を最大にする。

【0050】

このように、出力軸側からの異常なトルク入力によりベルト滑りの虞があるときには、プライマリプーリシリンダ室20及びセカンダリプーリシリンダ室60の油圧を維持し、プーリクランプ圧のみ最大とすることで、確実にベルト滑りを防止することができる。尚、プーリクランプ圧を最大にしつつ、プライマリプーリシリンダ室20及びセカンダリプーリシリンダ室60の油圧を変速比が変化しないように高めてもよいことは言うまでもない。

【0051】

(クランプ室圧設定論理)

次に、クランプ室圧の設定について説明する。本実施の形態では、プライマリクランプ室30とセカンダリクランプ室50の受圧面積は等しく(断面積 A_{cl})しており、両室30、50は油路70により連通している。また、プライマリプーリシリンダ室20とセカンダリプーリシリンダ室60の受圧面積も等しく(断面積 A_{sft})している。

【0052】

まず、プライマリ側の可動プーリ12に要求される必要推力を F_{zp} 、セカンダリ側の可動プーリ42に要求される必要推力を F_{zs} とする。プライマリクランプ

室圧 3 0 及びセカンダリクランプ室 5 0 に入力される油圧を P_{cl} とする。プライマリプーリシリンダ室 2 0 に入力される油圧を P_p 、セカンダリプーリシリンダ室 6 0 に入力される油圧を P_s とすると、必要推力は、下記式により表される。

$$F_{zp} = P_p \cdot A_{sft} + P_{cl} \cdot A_{cl}$$

$$F_{zs} = P_s \cdot A_{sft} + P_{cl} \cdot A_{cl}$$

【 0 0 5 3 】

ここで、 A_{sft} 、 A_{cl} は固定値であり、パラメータ（設定される油圧）は P_p 、 P_s 、 P_{cl} の 3 種類である。ポンプの吐出圧を低くしつつ、変速比を維持するには、この 3 種類の油圧のうちの最大値が最小となる油圧を設定する必要がある。 P_{cl} は、どちらの必要推力にも同じ力がかかるため、差推力を決定している要素は P_p 、 P_s となる。

ここで、上記式を変形し、 $P_p \cdot A_{sft} = Y_p$ 、 $P_s \cdot A_{sft} = Y_s$ 、 $P_{cl} \cdot A_{cl} = X$ とし、 Y を X の関数と見なすと下記式により表される。

$$Y_p = -X + F_{zp}$$

$$Y_s = -X + F_{zs}$$

【 0 0 5 4 】

仮に、 $F_{zp} > F_{zs}$ の関係が得られているとする。図 9 はこの X と Y の関係を表す図である。小さい方の推力である F_{zs} に着目した場合、 P_s と P_{cl} の油圧の最大値を極力小さくするには、 $P_s = P_{cl}$ とするのが最小となる。このときの X を X_s とすると、図 9 から明らかなように、 $P_p > P_s$ であるため、3 種類の油圧の最大値はプライマリシリンダ室圧 P_p 一つとなってしまう。

【 0 0 5 5 】

一方、大きい方の推力である F_{zp} に着目した場合に、 P_p と P_{cl} の油圧の最大値を極力小さくするには、 $P_p = P_{cl}$ とするのが最小となる。このときの X を X_p とすると、図 9 から明らかなように、 $P_p > P_s$ の関係が得られており、セカンダリシリンダ室圧 P_s は X_p より小さいため、3 種類の油圧の最大値は P_p と P_{cl} の 2 つとなる。すなわち、3 種類の油圧のうち、2 種類が最大値をとることで、最大値を極力小さくする目的にかなっている。よって、 P_{cl} は下記式により算出されることとなる。

$$P_{cl} = F_{zp} / (A_{sft} + A_{cl})$$

同様に、 $F_{zp} < F_{zs}$ の関係が得られているときは、下記式より算出される。

$$P_{cl} = F_{zs} / (A_{sft} + A_{cl})$$

【0056】

すなわち、必要推力の大きい方を基準とし、シリンダ室とクランプ室との油圧を同一に設定することで、3種類の油圧の最大値を最小とすることができる。これにより、オイルポンプの負荷を軽減することが可能となり、燃費向上を図ることができる。

【0057】

次に、変速指令が出力されたときは、目標変速比到達後の必要推力を演算し、この推力に応じたクランプ圧を設定する。同時に、変速に必要な差推力を差推力マップより算出し、プライマリプーリシリンダ室圧とセカンダリプーリシリンダ室圧をPID制御によって制御することで、低い油圧で変速を達成できるものである。

【0058】

図6は従来技術と本実施の形態における、変速時のプライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧の変化を表す図である。図6(a)は、プライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧を一つの油圧室で行っている場合の油圧の変化であり、図6(b)は本実施の形態のクランプ室を設けたダブルピストンで行っている場合の油圧の変化である。

【0059】

図6(a)に示すように、オーバードライブ状態から最low状態へ、一つの油圧室で変速を行う場合、受圧面積が小さいため、クランプ圧を確保しつつ、差推力を発生させるべくセカンダリプーリ油圧をかなり高圧にする必要がある。これに対し、図6(b)に示すように、クランプ室を別途設けることで、受圧面積を確保することが可能となる。また、クランプ圧を上述したクランプ圧設定ロジックに基づいて設定することで、低い油圧で推力を確保することができる。

【0060】

以上説明したように、実施の形態1における無段変速機の変速制御装置にあっ

では、クランプ室 30, 50 とシリンダ室 20, 60 を有するダブルピストン構造としたことで、受圧面積を確保することが可能となり、低油圧で変速制御を達成することができる。また、クランプ室圧 P_{cl} を設定する際、プライマリ側とセカンダリ側の推力を演算し、大きい方の推力をクランプ室の受圧面積 A_{cl} とシリンダ室の受圧面積 A_{sft} との和で除した値を設定することで、各油圧 P_p , P_s , P_{cl} の最大値が最小となる値を設定することが可能となり、低油圧で変速制御を達成することができる（請求項 1 に対応）。

【0061】

また、入力トルク換算値 $Trqs$ が入力トルク推定値 Trq の K 倍（例えば 1.2～1.5）を越えたときは、クランプ室圧 P_{cl} を最大値に設定することで、異常なトルク入力があった場合にも確実にベルト滑りを防止することができる（請求項 2 に対応）。

【0062】

また、目標変速比到達時における推力に基づいてクランプ室圧 P_{cl} を設定すると共に、差推力を発生可能な差圧をシリンダ室 20, 60 により発生させることで、変速時におけるクランプ室 30, 50 の油量消費を極めて少なくしつつ、低い油圧でシリンダ室 20, 60 の差圧を確保することが可能となり、油の消費流量を従来のシングルピストンと同等にしつつ、素早い変速制御を達成することができる（請求項 4 に対応）。

【0063】

（実施の形態 2）

次に、実施の形態 2 について説明する。基本的な構成は実施の形態 1 と同様であるため異なる点についてのみ説明する。図 7 は実施の形態 2 の構成を表す油圧回路図である。プライマリクランプ室 30 及びセカンダリクランプ室 50 を連通する油路 70 には、実クランプ室圧 P_{cl} を検出する油圧センサ 71 が設けられている。

【0064】

図 8 は実施の形態 2 における各シリンダ室の圧力設定制御内容を表すフローチャートである。

【 0 0 6 5 】

ステップ 2 0 1 では、エンジン回転数、スロットル開度からエンジントルク T_{rq} を推定し、変速マップから目標変速比 I_p を読み込み、プライマリ回転数及びセカンダリ回転数から実変速比 I_{p0} を読み込む。

【 0 0 6 6 】

ステップ 2 0 2 では、目標変速比と実変速比の偏差の絶対値 $|I_p - I_{p0}|$ が、予め設定された所定値 ϵ 未満かどうかを判断し、偏差が小さいときはステップ 2 0 7 へ進み、それ以外はステップ 2 0 3 へ進む。

【 0 0 6 7 】

ステップ 2 0 3 では、目標変速比におけるプライマリプーリ側有効ベルト巻き付き半径 R_1 と、セカンダリプーリ側有効ベルト巻き付き半径 R_2 を下記式より計算する。

$$R_1 = f(I_p, L, a)$$

ただし、 f は変速比 I_p 、ベルト周長 L 、軸間距離 a をパラメータとするプライマリプーリ半径の関数である。

$$R_2 = I_p \cdot R_1$$

【 0 0 6 8 】

ステップ 2 0 4 では、目標変速比 I_p におけるそれぞれのプーリ推力 F_{zp} 、 F_{zs} を推力バランス式に基づいて計算する。

【 0 0 6 9 】

ステップ 2 0 5 では、ステップ 2 0 4 において計算した必要プーリ推力 F_{zp} が F_{zs} よりも大きいかどうかを判断し、大きいときはステップ 2 0 5 a に進み、小さいときはステップ 2 0 5 b に進む。

ステップ 2 0 5 a では、 F_{zp} を 2 重ピストンの受圧面積 A_{cl} と A_{sft} の和で割った値をクランプ油圧 P_{cl} として設定し、クランプ力設定用減圧弁 9 0 により調圧する。

ステップ 2 0 5 b では、 F_{zs} を 2 重ピストンの受圧面積 A_{cl} と A_{sft} の和で割った値をクランプ油圧 P_{cl} として設定し、クランプ力設定用減圧弁 9 0 により調圧する。

【 0 0 7 0 】

ステップ 2 0 6 では、プライマリプーリシリンダ室 2 0 の油圧 P_{psif} と、セカンダリプーリシリンダ室 6 0 の油圧 P_{ssif} は、図 6 に示す差推力マップから決定してオープン制御する。そして、目標変速比 I_p と実変速比 I_{p0} の偏差が所定値以内となったら、目標変速比 I_p と実変速比 I_{p0} の偏差に基づく PID 制御を実行する。

【 0 0 7 1 】

ステップ 2 0 7 では、ステップ 2 0 5 において演算された目標クランプ圧 P_{clt} と、油圧センサ 7 1 から実クランプ圧 P_{cl0} を読み込む。

【 0 0 7 2 】

ステップ 2 0 8 では、実クランプ圧 P_{cl0} と目標クランプ圧 P_{clt} の偏差が所定値 δ より大きいかどうかを判断し、大きいときはステップ 1 0 8 へ進みベルト防止制御処理を実行する。小さいときはステップ 2 0 3 へ進み、通常の変速制御を実行する。

【 0 0 7 3 】

すなわち、目標変速比 I_p と実変速比 I_{p0} との偏差が所定値 ϵ 未満のときは、変速比の安定した定常状態であると判断できる。このとき、油圧センサ 7 1 により検出された実クランプ圧 P_{cl0} と目標クランプ圧 P_{clt} との偏差が所定値 δ より大きいかどうかを判断する。ここで、プライマリクランプ室 3 0 とセカンダリクランプ室 5 0 とは油路 7 0 により連通されているため、油圧剛性が高い。このとき、大きな外乱が入力されると、ピーキーな油圧変化を発生する。この油圧変化を油圧センサ 7 1 により検出することで、出力軸側から異常なトルクが入力されている虞があると判断できる。このときは、クランプ室圧 P_{cl} を最大値に設定することで、確実にベルト滑りを防止することができる（請求項 3 に対応）。

【図面の簡単な説明】**【図 1】**

実施の形態におけるベルト式無段変速機を備えた車両の主要ユニットの構成を示す図である。

【図 2】

実施の形態 1 におけるベルト式無段変速機の断面図である。

【図 3】

実施の形態 1 におけるベルト式無段変速機の油圧回路を表す回路図である。

【図 4】

実施の形態 1 におけるベルト式無段変速機の変速制御を表すフローチャートである。

【図 5】

実施の形態 1 における目標変速比と実変速比との偏差に対する必要差推力を表す差推力マップである。

【図 6】

実施の形態 1 と従来技術における変速時のプライマリ及びセカンダリ油圧を表すタイムチャートである。

【図 7】

実施の形態 2 におけるベルト式無段変速機の油圧回路を表す回路図である。

【図 8】

実施の形態 2 におけるベルト式無段変速機の変速制御を表すフローチャートである。

【図 9】

実施の形態におけるクランプ圧設定論理におけるクランプ室圧とシリンダ室圧との関係を表す図である。

【符号の説明】

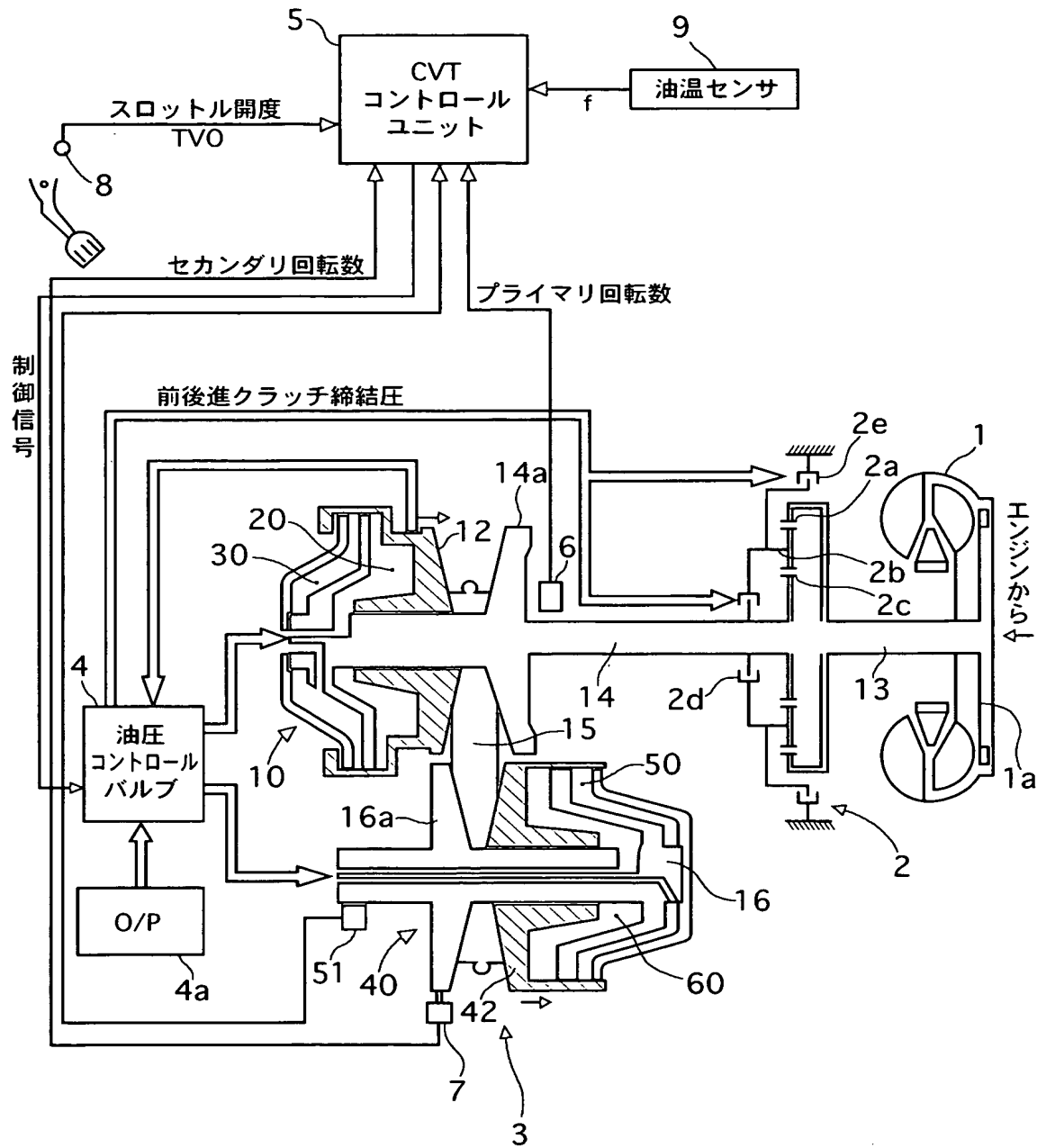
- 1 トルクコンバータ
- 1 a ロックアップクラッチ
- 2 前後進切換機構
- 3 ベルト式無段変速機
- 4 油圧コントロールバルブユニット
- 4 a オイルポンプ
- 5 コントロールユニット
- 6 プライマリ回転数センサ
- 7 セカンダリ回転数センサ

- 8 スロットル開度センサ
- 9 油温センサ
- 1 0 プライマリプーリ
- 1 2 可動プーリ
- 1 2 a 延長部
- 1 3 トルクコンバータ出力軸
- 1 4 変速機入力軸
- 1 4 a 固定プーリ
- 1 5 ベルト
- 1 6 従動軸
- 1 6 a 固定プーリ
- 2 0 プライマリプーリシリンダ室
- 2 1 a シール
- 2 1 固定壁
- 2 2 固定壁
- 2 4 ピストン
- 2 4 a, 2 4 b シール
- 3 0 プライマリクランプ室
- 4 0 セカンダリプーリ
- 4 1 固定壁
- 4 1 a シール
- 4 2 可動プーリ
- 4 2 a 延長部
- 4 3 固定壁
- 4 4 ピストン
- 4 4 a, 4 4 b シール
- 5 0 セカンダリクランプ室
- 5 1 トルクセンサ
- 6 0 セカンダリプーリシリンダ室

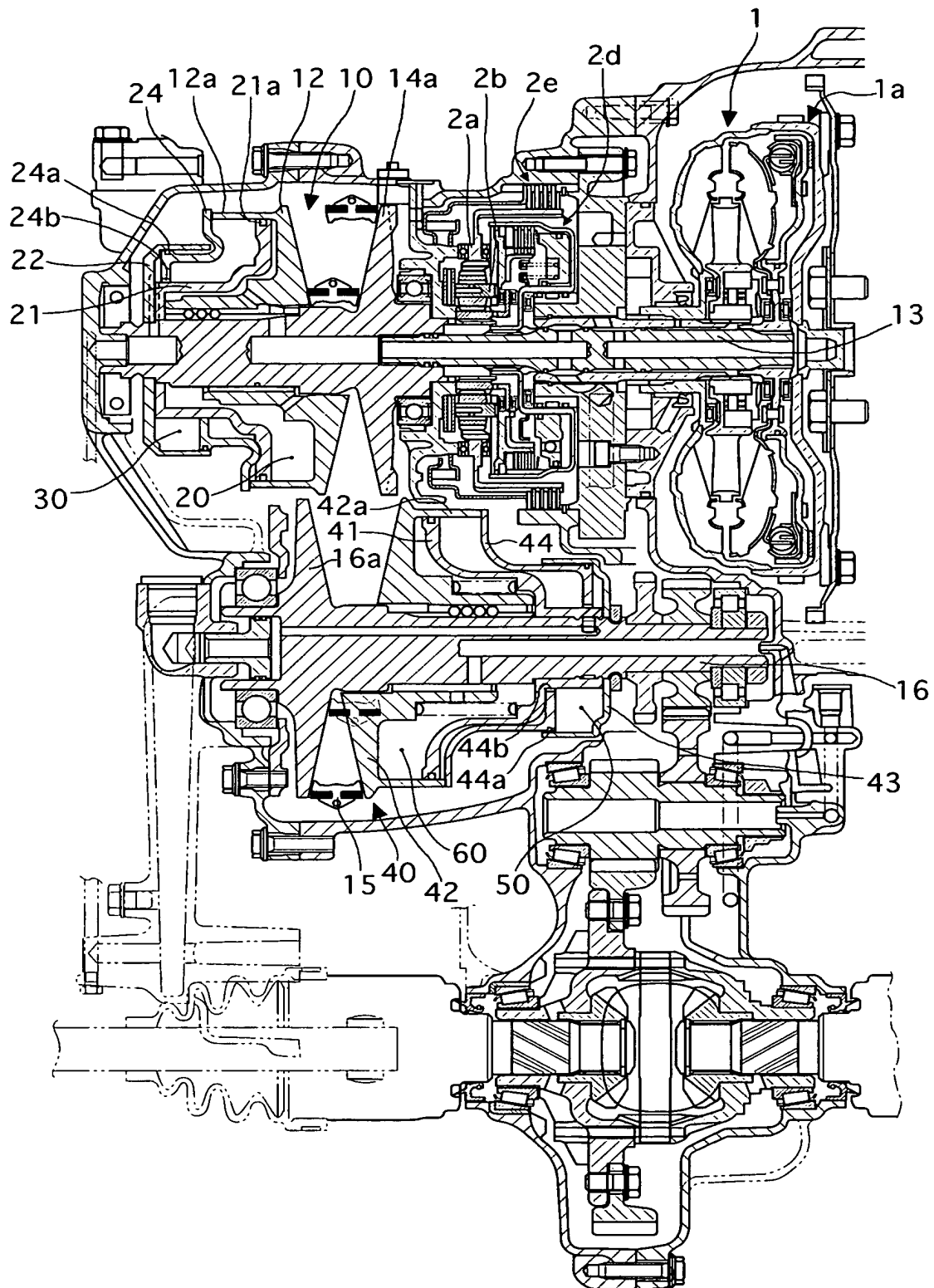
- 7 0 連通路
- 7 1 油圧センサ
- 8 4 プレッシャレギュレータバルブ
- 8 5 プライマリプーリ側変速比例制御弁
- 8 7 セカンダリプーリ側変速比例制御弁
- 8 9 パイロットバルブ
- 9 0 クランプ力設定用減圧弁
- 9 1 プレッシャモディファイアバルブ
- 1 0 0 ライン圧ソレノイド

【書類名】 図面

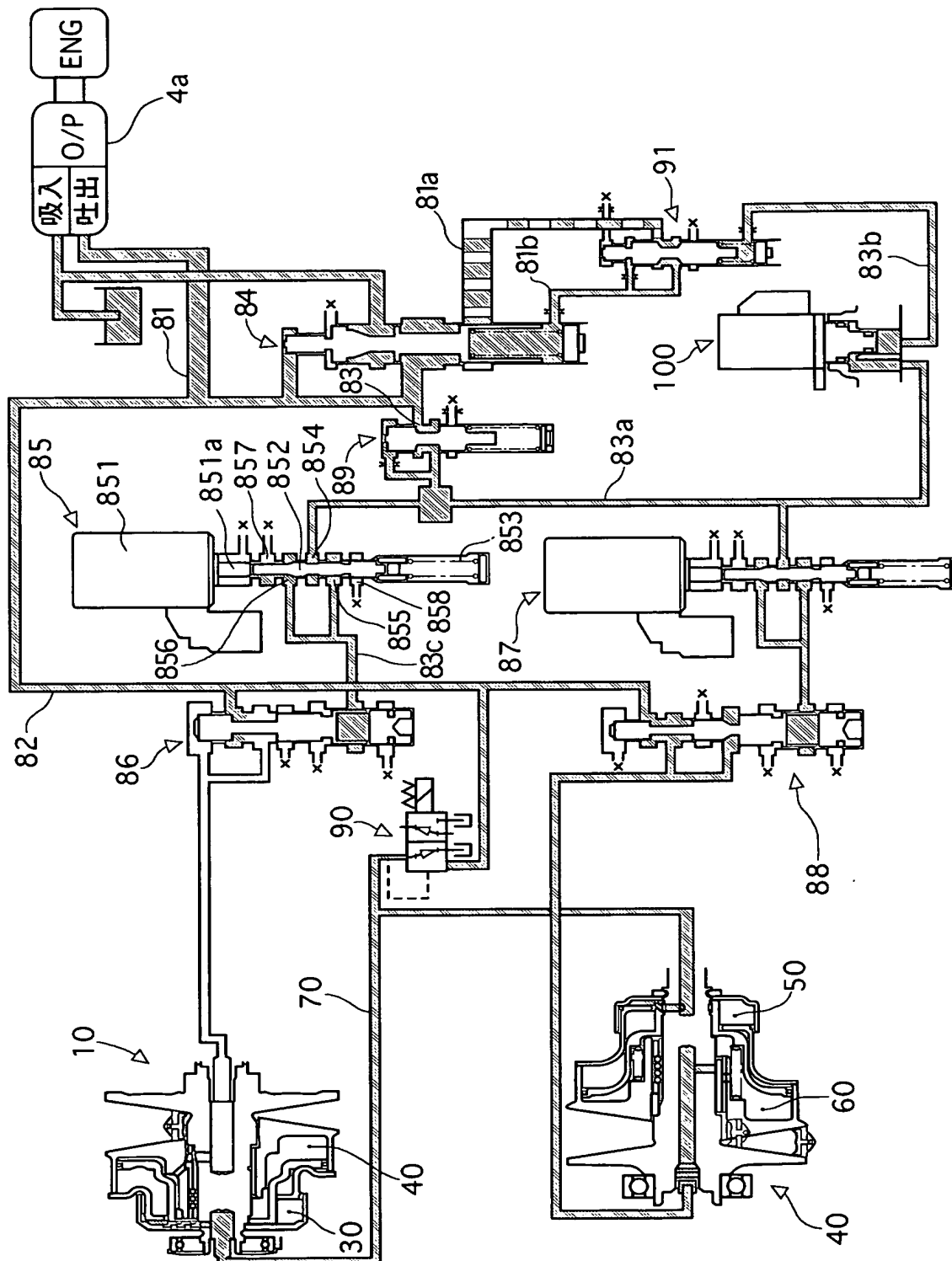
【図 1】



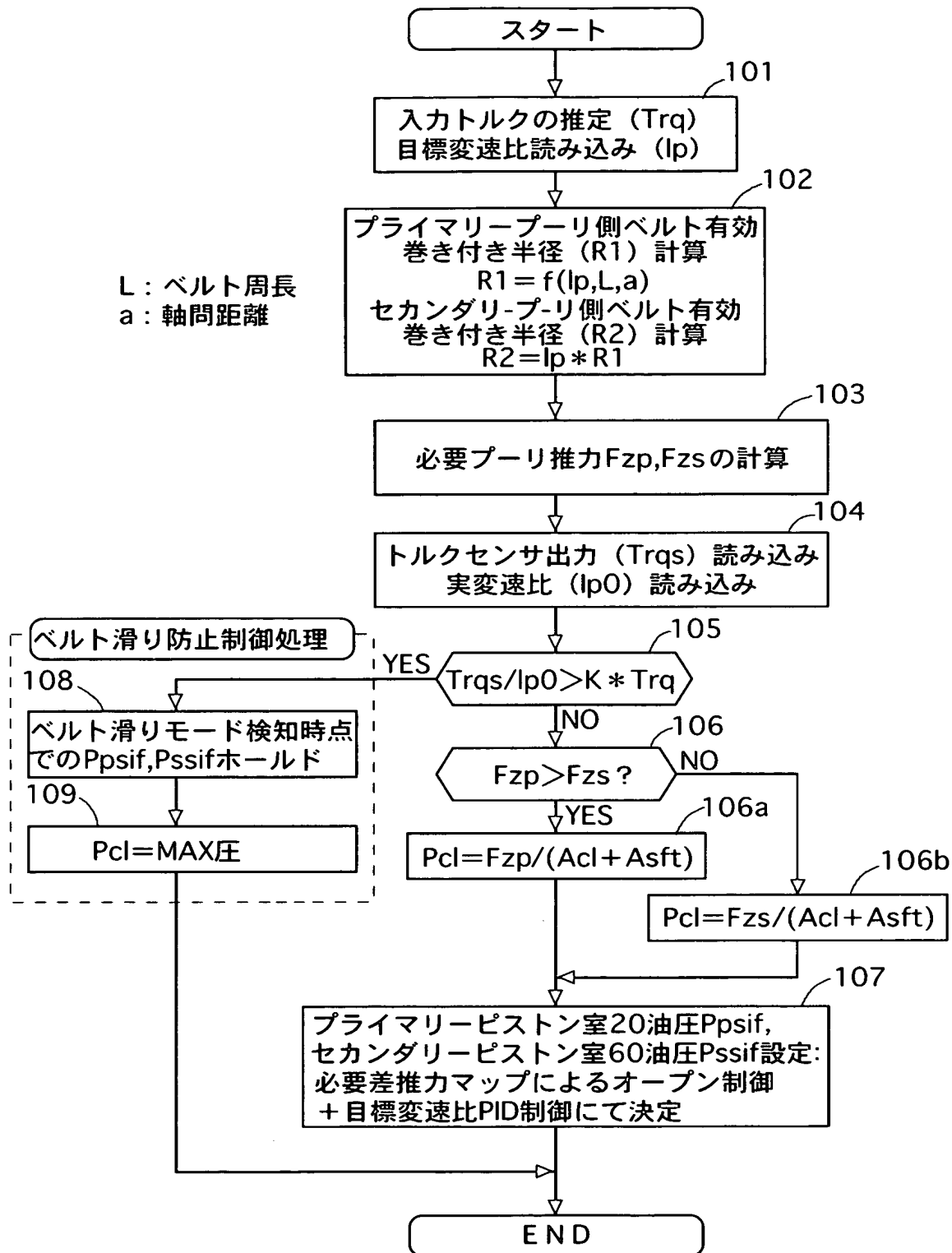
【図 2】



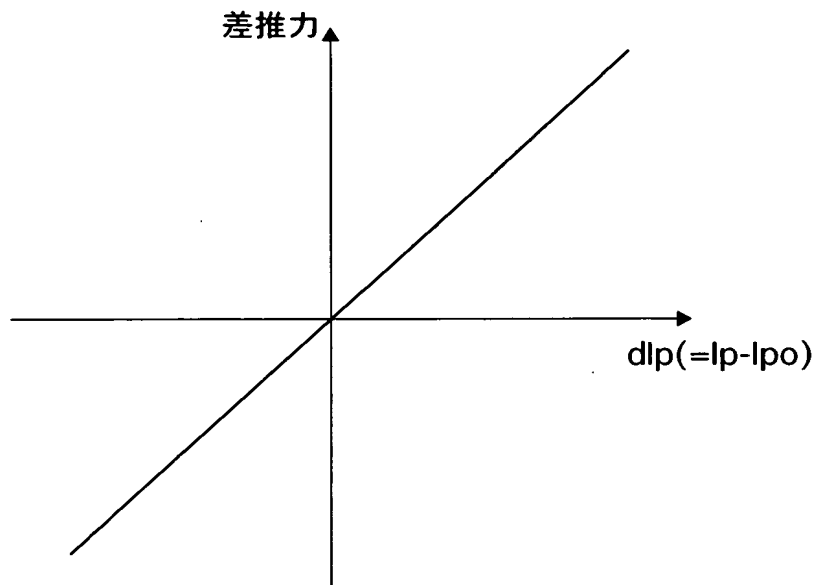
【図 3】



【図 4】

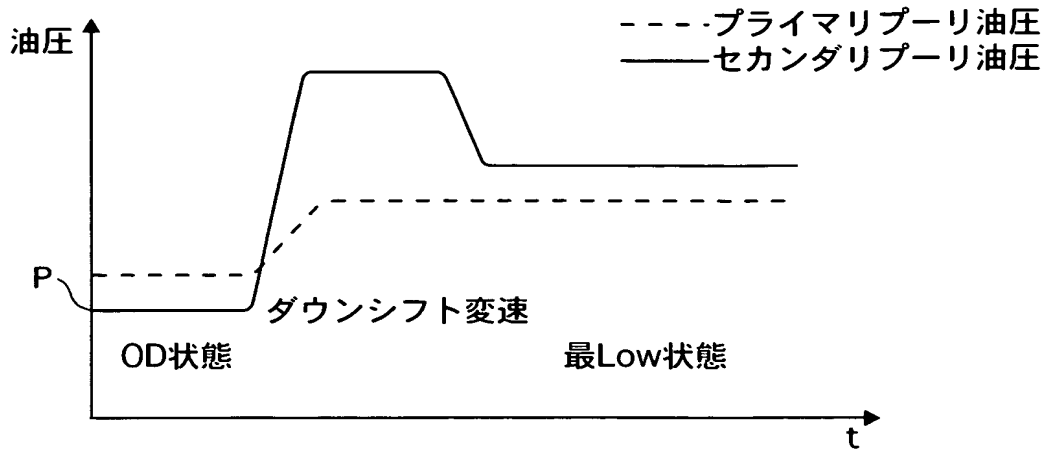


【図 5】

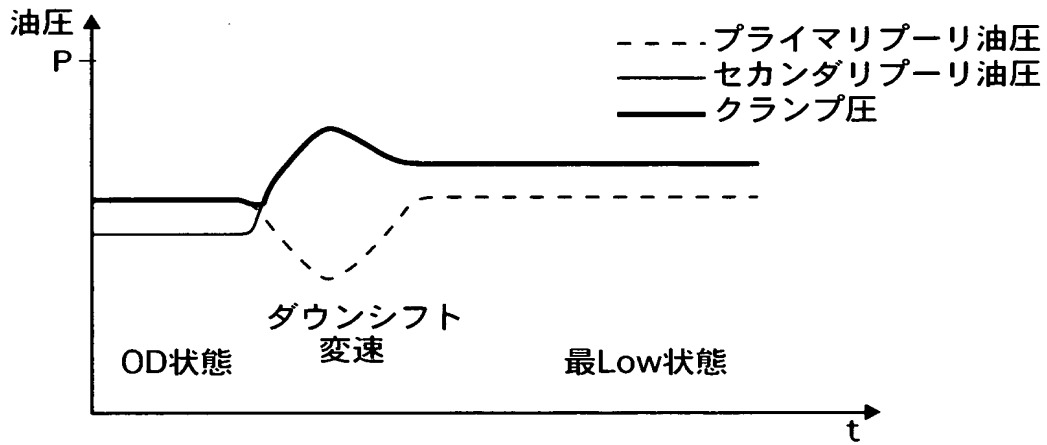


【図 6】

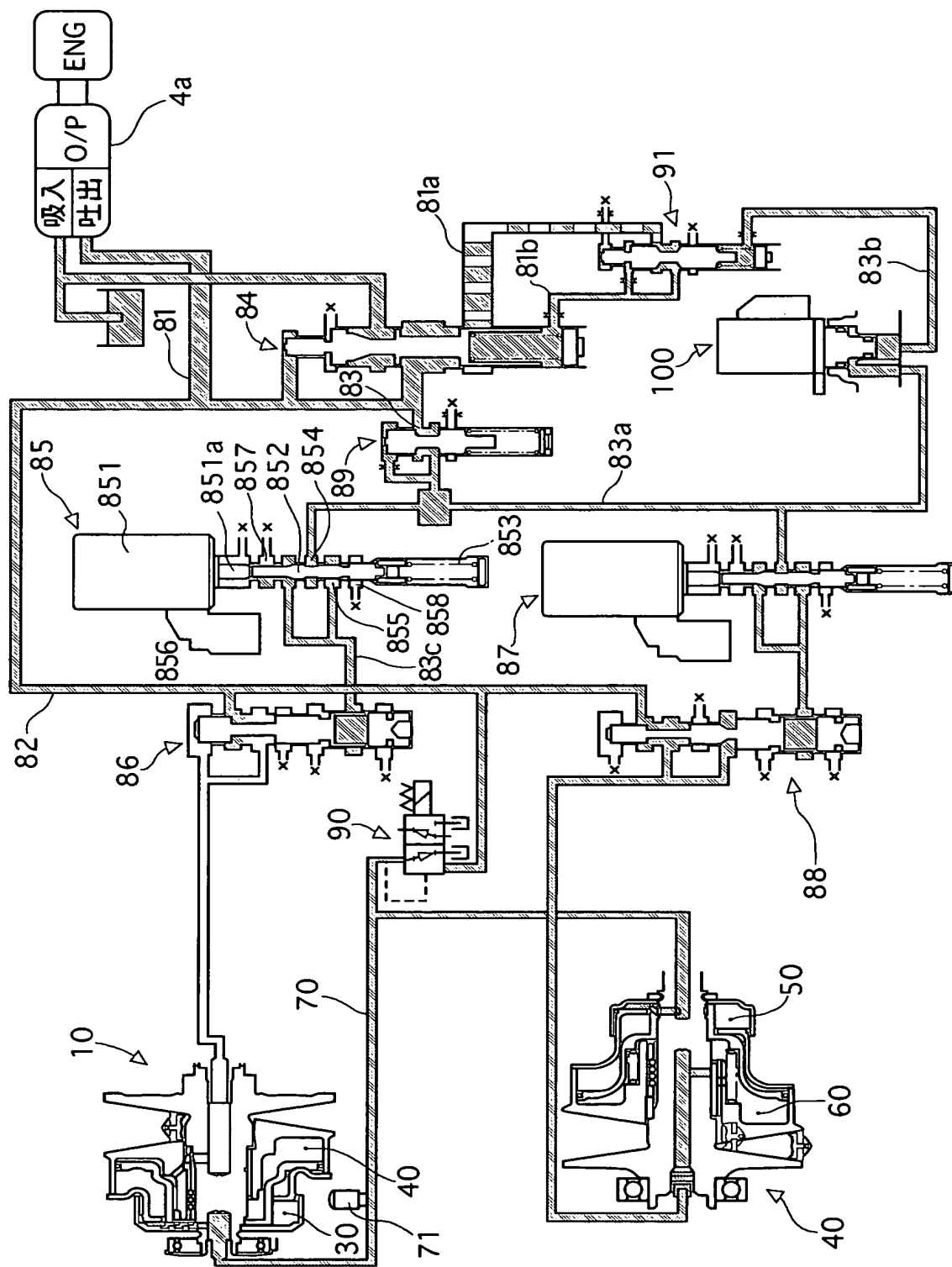
(a)



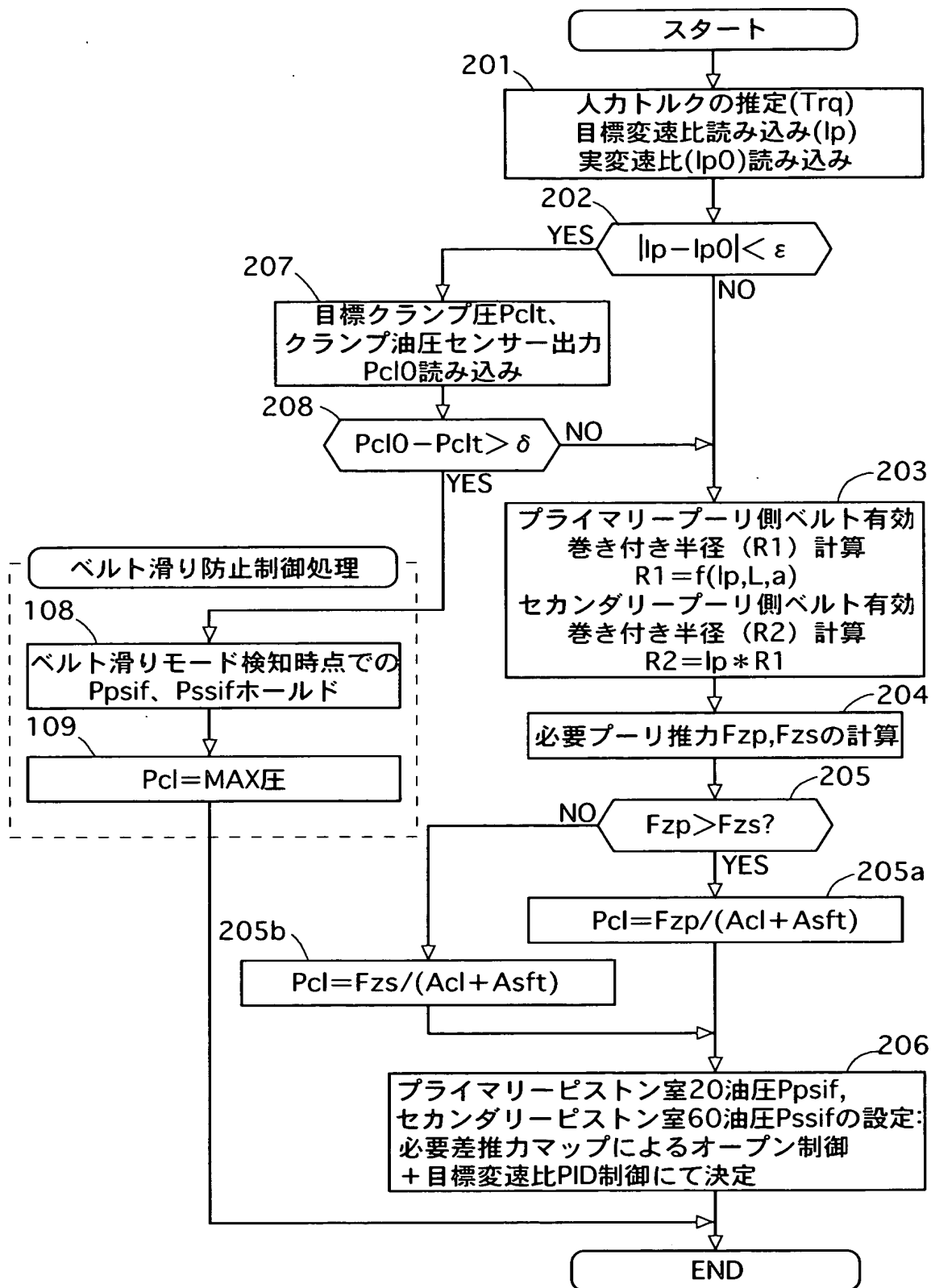
(b)



【図 7】



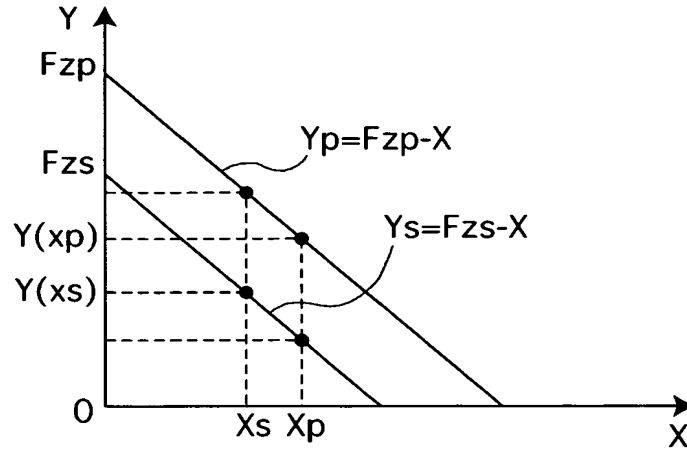
【図 8】



【図 9】

$$\begin{cases} F_{zp} = P_p \cdot As_{ft} + P_{cl} \cdot A_{cl} \\ F_{zs} = P_s \cdot As_{ft} + P_{cl} \cdot A_{cl} \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{変形} \\ \Rightarrow \end{matrix} \begin{cases} P_p \cdot As_{ft} = F_{zp} - P_{cl} \cdot A_{cl} \\ P_s \cdot As_{ft} = F_{zs} - P_{cl} \cdot A_{cl} \end{cases}$$

$F_{zp} > F_{zs}$ のとき、
 $= P(p,s) \cdot As_{ft}$, $X = -P_{cl} \cdot A_{cl}$ とすると



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 プライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧を独立に制御可能なベルト式無段変速機の変速油圧装置において、変速比が大きく変化する場合であっても高油圧を必要とすることなく、素早く変速を達成可能なベルト式無段変速機の変速油圧装置を提供すること。

【解決手段】 プライマリプーリ油圧とセカンダリプーリ油圧を独立に制御可能なベルト式無段変速機の変速制御装置において、変速制御手段に、プライマリ側可動プーリの推力を演算するプライマリ推力演算部と、セカンダリ側可動プーリの推力を演算するセカンダリ推力演算部と、演算されたプライマリ推力とセカンダリ推力のうち、大きい方の推力を選択する推力選択部と、選択された推力を、クランプ室の受圧面積と選択された側のシリンダ室の受圧面積との和で除した値をクランプ室圧として設定するクランプ室圧設定部とを設けた。

【選択図】 図 2

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 3 - 1 1 9 3 5 8
受付番号	5 0 3 0 0 6 8 3 7 4 7
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 5 年 4 月 2 5 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成15年 4月24日
-------	-------------

次頁無

特願 2 0 0 3 - 1 1 9 3 5 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 2 3 1 3 5 0]

1. 変更年月日 2 0 0 2 年 4 月 1 日

[変更理由] 名称変更

住所変更

住 所 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
氏 名 ジャトコ株式会社